

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР**

**КИЕВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ имени 50-летия ВЕЛИКОЙ ОКТЯБРЬСКОЙ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ**

ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИМ РАБОТАМ.
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА**

**для студентов машиностроительных специальностей
всех форм обучения**

Киев КПИ 1984

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР
КИЕВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени 50-летия ВЕЛИКОЙ ОКТЯБРЬСКОЙ СОЦИАЛИСТИЧЕСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ

Утверждено на заседании кафедры
материаловедения и технологии
конструкционных материалов
протокол № 5 от 28 декабря 1983 г.

ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИМ РАБОТАМ.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

для студентов машиностроительных
специальностей всех форм обучения

Киев КПИ 1984

ми. В графическую часть работы входит вычерчивание рабочего чертежа вала /вала - шестерни/, желательно в масштабе 1 : 1.

1. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ВАЛА

1.1. Выбор материала и определение действующих на валы нагрузок

Основные материалы для изготовления валов — углеродистые и легированные стали. Выбор марки стали и вида ее термообработки обуславливается требованиями достаточной циклической и статической прочности, износостойкости, жесткости и другими критериями работоспособности вала, его назначением и конструкцией.

Углеродистую сталь обыкновенного качества марок Ст3 и Ст6 ГОСТ 380-71 применяют в основном для изготовления валов, несущая способность которых определяется критерием жесткости. Чаще всего валы изготавливают из качественной углеродистой стали марок 25, 30, 35, 40 и 45 по ГОСТ 1050-77. Для снижения массы и габаритных размеров, увеличения износостойкости высоконапряженных ответственных валов применяют более дорогостоящую легированную сталь марок 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГСА и др. по ГОСТ 4543-71 с соответствующей термической и термохимической обработкой. Следует иметь в виду, что наряду с увеличением износостойкости цементация и, особенно, азотирование снижают влияние концентраций напряжений на предел выносливости.

Механические характеристики наиболее часто употребляемых для изготовления валов марок сталей приведены в табл.1. Сравнительная характеристика твердости металлов и сплавов приведена в табл.2.

В общем случае валы нагружены поперечными и осевыми силами, изгибающими и крутящими моментами, возникающими в расположенных на них деталях передач. Нагрузками от собственного веса вала и веса насаженных на него деталей в большинстве проектировочных расчетов пренебрегают.

Составляющие усилий в передачах определяются следующим образом [2; 3; 9; 10; 12].

1.1.1. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача:

окружное усилие

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1 / d_{w_1} = 2T_2 / d_{w_2},$$

радиальное усилие

$$F_r = F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

где T_1, T_2 — крутящие моменты; d_{w_1}, d_{w_2} — диаметры начальных окружностей соответственно шестерни и колеса; α — угол зацепления.

1.1.2. Цилиндрическая косозубая зубчатая передача:

окружное усилие

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1/d_{w_1} = 2T_2/d_{w_2},$$

радиальное усилие

$$F_r = F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta,$$

осевое усилие

$$F_a = F_{a_1} = F_{a_2} = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол наклона зубьев.

1.1.3. Коническая прямозубая передача:

окружное усилие

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1/d_{wm_1} = 2T_2/d_{wm_2},$$

радиальное усилие

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1,$$

осевое усилие

$$F_{a_1} = F_{a_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1,$$

где d_{wm_1}, d_{wm_2} — средние начальные диаметры; δ_1 — угол начального конуса.

1.1.4. Червячная передача:

окружное усилие

$$F_t = F_{a_2} = 2T_1/d_{w_1}; F_{t_2} = F_{a_1} = 2T_2/d_{w_2},$$

радиальное усилие

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

1.1.5. Ремennая передача:

сила давления на валы

$$Q = 260 F \sin (\alpha/2),$$

где σ_0 — напряжения, вызванные предварительным натяжением ремня; F — суммарная площадь поперечного сечения ремней; α — угол обхвата на ведущем шкиве.

1.1.6. Цепная передача:

$$Q = F_t + 2g K_f q a,$$

где F_t — окружное усилие на звездочке; g — ускорение силы тяжести; K_f — коэффициент, учитывающий провисание цепи; q — масса 1 м цепи; a — межосевое расстояние.

1.2. Ориентировочный расчет вала [5; 10]

На этом этапе расчета вала ориентировочно определяют диаметр вала в опасном сечении, исходя из условия прочности при кручении. Поскольку расстояние между опорами неизвестно, а следовательно, невозможно определить изгибающий момент, допускаемые касательные напряжения выбирают пониженными. Это в некоторой степени позволяет компенсировать неучтенную изгибающую нагрузку:

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}},$$

где T — крутящий момент, Н·м; $[\tau]$ — допускаемые касательные напряжения, МПа.

Для редукторных валов принимают $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа.

Существуют и другие пути ориентировочной оценки диаметра вала. Например, диаметр выходного конца быстроходного вала можно приблизительно определить по формуле

$$d_1 \approx \sqrt[3]{140 T_1},$$

где T_1 — крутящий момент на быстроходном валу, Н·м.

Числовой коэффициент соответствует $[\tau] = 35$ МПа.

Диаметр выходного конца тихоходного вала можно определить по формуле

$$d_2 \approx \sqrt[3]{100 T_2},$$

где T_2 — крутящий момент на тихоходном валу, Н·м.

Числовой коэффициент соответствует $[\tau] = 30$ МПа.

Если быстроходный вал редуктора связан с валом электродвигателя муфтой, то его диаметр принимают равным $1,0,8 \dots 1,0/d_1$ — диаметра вала электродвигателя.

1.3. Конструирование вала [3; 9; 10; 12]

На основании предварительной эскизной компоновки редуктора выясняют форму вала, длину его отдельных участков и расстояния между опорами. Детально, чтобы каждая устанавливаемая на вал деталь проходила до своей посадочной поверхности без натяга во избежание ослабления посадок и повреждения поверхностей. Поэтому на практике большинство валов делают ступенчатыми. Диаметры посадочных поверхностей выбирают из ряда нормальных линейных размеров по СТ СЭВ 514-77 /табл.3/, а диаметры участков под подшипники качения согласуют со стандартным рядом чисел для внутренних диаметров подшипников. Напомним, что в диапазоне размеров 3...10 мм внутренние диаметры стандартизованы через 1 мм, до 20 мм — через 2...3 мм, а от 20 до 500 мм — кратны 5. Перепад диаметров соседних участков должен быть достаточным для восприятия опорной поверхностью осевых сил и его необходимо согласовать с рекомендуемыми величинами заплечиков под подшипники качения по ГОСТ 20226-82.

Участки валов, предусмотренные для посадки зубчатых колес, шкивов, полумуфт и других деталей, выполняют цилиндрическими или коническими. Для фиксирования деталей от осевых перемещений валы снабжают упорными буртиками, канавками для установки упорных пружинных колец по ГОСТ 13942-68, резьбой для установки круглых шлицевых гаек по ГОСТ 11871-80. Поскольку последние предохраняются от самоотвинчивания шайбами стопорными многолапчатыми, по ГОСТ 11872-80 на резьбовом участке вала предусматривается паз. Для передачи крутящего момента применяются шпоночные /СТ СЭВ 189-75 и ГОСТ 23360-80/ и прямобочные шлицевые /СТ СЭВ 188-75/ соединения. На участках, где имеются шпоночные соединения, следует предусматривать возможность разборки без удаления шпонки из вала.

Переход от диаметра к диаметру соседнего участка вала осуществляется с помощью галтели. Радиусы скруглений галтелей вала и размеры фасок на сопрягаемых деталях приведены в табл.4. Выходные участки валов выполняют цилиндрическими по ГОСТ 12080-75 /СТ СЭВ 537-77/ или коническими по ГОСТ 12081-72 /СТ СЭВ 537-77/ с конусностью 1 : 10.

В последние годы наметилась тенденция конструирования валов с минимальным числом уступов, а также номинальным по всей длине диаметром. Требуемые посадки на таких валах обеспечиваются соответствующими отклонениями диаметров последних.

1.4. Составление расчетной схемы и определение расчетного диаметра вала [5; 7-10; 12]

После эскизной проработки компоновочной схемы вала /с учетом всех размещаемых на нем деталей/ переходят к схематизации вала, опор и нагрузок, т.е. к составлению расчетной схемы. Обычно валы рассматривают как балки на шарнирных опорах и рассчитывают методами сопротивления материалов. Точку приложения реакции для радиальных подшипников принимают по середине подшипника. Для однорядных шариковых радиально-упорных подшипников расстояние точки приложения реакции от внешнего торца подшипника определяют по формуле $a = 0,5B + 0,5 \times (d + D) \operatorname{tg} \alpha$,

где B — ширина; d, D — соответственно внутренний и внешний диаметры подшипника; α — угол контакта.

Для однорядных конических роликовых радиально-упорных

$$a = 0,5T'_n + 0,25(d + D) \operatorname{tg} \alpha,$$

где T'_n — габаритная ширина подшипника.

Усилия, действующие на валы, принимаются сосредоточенными и расположенными по середине насаженных деталей.

Составив расчетную схему, определяют опорные реакции, строят эпюры изгибающих и крутящих моментов, после чего, задавшись соответствующей теорией прочности /чаще всего III или IV/, подсчитывают приведенные моменты и строят их эпюры. Приведенные моменты подсчитывают по следующим формулам:

$$M_{пр III} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2}; \quad M_{пр IV} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 (\alpha T)^2},$$

где M — суммарный изгибающий момент; T — крутящий момент; $\alpha = [\sigma_u] / [\sigma_\sigma]$, $[\sigma_u]$ — допускаемые напряжения для валов при симметричном цикле напряжений, $[\sigma_\sigma]$ — допускаемые напряжения для валов при пульсирующем цикле напряжений /табл. 5/.

По значениям M_{np} и $[\sigma]$ определяют расчетный диаметр вала в опасном сечении: $d = 10 \sqrt{M_{np} / 0,1 [\sigma]}$. Расчетный диаметр вала приводят в соответствии с СТ СЭВ 514-77 / см. табл. 3/. После этого выполняют проверочные расчеты вала на статистическую прочность и выносливость, а когда требуется — на жесткость.

1.3. Проверочный расчет вала на статическую прочность [10]

Данный расчет выполняют для тяжелонагруженных валов с целью проверки отсутствия пластических деформаций под действием кратковременных перегрузок, повторность действия которых не превышает 10^3 циклов.

Расчет ведется по наибольшим нагрузкам, равным произведению номинальных нагрузок на коэффициент перегрузки ($K_n = T_{max} / T$). Условие статической прочности имеет вид

$$\sigma_{no} = M'_{no} / W_x \leq [\sigma],$$

где W_x — осевой момент сопротивления; $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}$ — допускаемые напряжения; σ_T — предел текучести материала вала; n — допускаемый коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от отношения σ_T / σ_b (σ_b — предел прочности) по табл. 6.

Если условие статической прочности не выполняется, следует увеличить диаметр вала в опасном сечении либо выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками.

1.6. Расчет вала на выносливость [7; 9 - 12]

Расчет на выносливость является основным и выполняется по номинальным нагрузкам, повторность приложения которых достаточна для образования усталостного разрушения. Расчету предшествует подробная проработка конструкции вала. В качестве опасных сечений выбираются не только те сечения, в которых действуют наибольшие нагрузки, но и сечения, в которых имеются конструктивные концентраторы напряжений, особенно при малых диаметрах вала.

По существу расчет на выносливость сводится к определению запаса циклической прочности и сопоставлению его с допускаемым значением:

$$S = \frac{\sigma_s \sigma_T}{\sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_T^2}} \geq [S]$$

3*

Значения коэффициентов запаса при действии только изгибающих напряжений S_σ и напряжений кручения S_τ определяют по формулам

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma / \epsilon_\sigma \beta \beta_y) \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau / \epsilon_\tau \beta \beta_y) \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости соответственно при изгибе и кручении при симметричном цикле нагружения /табл.1/; K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно изгиба и кручения /табл.7-12/; ϵ_σ и ϵ_τ — масштабные коэффициенты, учитывающие понижение предела выносливости с увеличением размеров /табл.13/; β — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности /табл.14/; β_y — коэффициент, учитывающий влияние упрочняющей технологии /табл.15/, при отсутствии упрочнения поверхности $\beta_y = 1$; σ_a , τ_a — соответственно амплитудные и средние напряжения циклов напряжений изгиба и кручения; ψ_σ и ψ_τ — учитывают чувствительность материала к асимметрии цикла: $\sigma_a = M_u / W_x$; $\sigma_m = 0$; $\tau_a = \tau_m = T/2 W_p$. Значения W_x и W_p для валов со шпоночным пазом приведены в табл.16.

При достаточной точности определения расчетных нагрузок, высокой однородности материала, малых или средних /до 200 мм/ диаметрах валов принимают $[S] = 1,5 \dots 2,5$. Во всех остальных случаях $[S] \geq 2,5 \dots 3,0$.

Уточненный расчет на выносливость не нужно выполнять, если номинальное эквивалентное напряжение $\sigma_{зм} = \sqrt{M_u^2 + T^2} / W_x \leq \sigma_{-1} / K_\sigma [S]$.

1.6.1. Если вал работает при ступенчато изменяющейся нагрузке, предел выносливости определяют с учетом графика /циклограммы/ нагружения при эквивалентном числе циклов:

$$\sigma_{-1z} = \sigma_{-1} K_L; \quad \tau_{-1z} = \tau_{-1} K_L,$$

где $K_L = \sqrt[m]{N_0 / N_E}$ — коэффициент долговечности; N_0 — базовое число циклов нагружений $N_0 = 5 \cdot 10^6$ для малых и средних валов, $N_0 = 10^7$ — для больших валов/; m — показатель наклона кривой усталости /обычно $m = 9$, для валов с посадками с гарантированным натягом $m = 6$ /; $N_E = \sum_{i=1}^n n_i (T_i / T_1)^m$ — эквивалентное число циклов; T и i — соответственно крутящий момент и соответствующее ему число циклов нагружения на каждой ступени нагружения; T_1 — наибольший из длительно действующих моментов.

1.7. Расчет вала на жесткость [7; 10; 12]

Расчет на жесткость валов при изгибе выполняют для обеспечения правильной работы передач зацеплением и подшипников. Расчет связан с ограничением прогибов и углов поворота сечения вала. Условие жесткости имеет вид $f \leq [f]$; $\theta \leq [\theta]$. Максимальный прогиб f и угол поворота θ сечения определяют методами сопротивления материалов. Наибольший допустимый прогиб $[f] 10,0002 \dots 0,0003 / L$ /L - расстояние между опорами/; в месте посадки цилиндрических зубчатых колес $[f] \leq 10,01 \dots 0,03 / m$, конических и гипоидных - $[f] \leq 10,005 \dots 0,007 / m$ /m - модуль/. Допустимый угол поворота под зубчатым колесом и в подшипниках скольжения $[\theta] \leq 0,001$ рад; под радиальным шарикоподшипником $[\theta] \leq 0,01$ рад; под сферическим $[\theta] \leq 0,03$ рад.

2. ПОРЯДОК ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ [1; 4-6; 9; 10; 12]

Исходя из расчетной схемы вала, соотношения радиальных и осевых сил, действующих на опоры, конструкции подшипникового узла по диаметру цапфы вала, намечают тип подшипника и из каталога выписывают его конкретные характеристики.

Определяют эквивалентную динамическую нагрузку с учетом переменности режима нагружения.

Определяют расчетную динамическую грузоподъемность и сопоставляют ее с табличным значением. При необходимости вносят коррективы, изменяя тип или серию подшипника.

Определяют долговечность выбранных подшипников.

Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности проводят в соответствии с ГОСТ 18855-82. Эквивалентная динамическая нагрузка в зависимости от конструктивной разновидности подшипника подсчитывается следующим образом:

для шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_z K_T ; \quad //$$

для роликовых радиальных подшипников

$$P = V F_r K_\delta K_T; \quad /2/$$

для шариковых и роликовых упорных подшипников

$$P = F_a K_\delta K_T; \quad /3/$$

для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников

$$P = (X F_r + Y F_a) K_\delta K_T \quad /4/$$

В формулах /1/ - /4/; F_r и F_a - соответственно радиальные и осевые нагрузки на подшипник; X и Y - коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки; V - коэффициент вращения / $V = 1$, если вращается внутреннее кольцо подшипника, $V = 1,2$, если вращается наружное кольцо/; K_δ - коэффициент безопасности /табл.17/; K_T - температурный коэффициент /табл.18/.

Номинальную базовую долговечность в миллионах оборотов определяют по формуле

$$L = (C/P)^p, \quad /5/$$

где C - табличное значение динамической грузоподъемности; $p = 3$ - для шарикоподшипников, $p = 10/3$ - для роликоподшипников. Номинальная долговечность, в часах, связана с L зависимостью

$$L_h = 10^6 L / 60 n,$$

где n - частота вращения. Если $n < 10 \text{ мин}^{-1}$, то в формулу /6/ следует подставить $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

При ступенчатом графике нагрузки подшипника эквивалентную динамическую нагрузку определяют по формуле

$$P_e = \sum_{i=1}^k P_i (L_i / L)^{1/3},$$

где P_i - нагрузки, действующие в течение L_i млн.об. По значению эквивалентной динамической нагрузки и долговечности определяют динамическую грузоподъемность подшипника

$$C = L^{1/p} P_e$$

При выборе радиально-упорных подшипников, наряду с осевыми составляющими реакций опор, необходимо учитывать дополнительные осевые нагрузки S , возникающие в результате действия радиальных нагрузок F_r при соответствующем угле контакта α . Следует иметь в виду, что нагрузки F_r и S при составлении расчетной схемы при-

кладываются в точке пересечения линии действия результирующей нагрузки на тело качения с осью подшипника. Для радиально-упорных шариковых подшипников $S = e F_z$; для роликовых конических $S = 0,8 e F_z$. Эта точка отстоит от торца подшипника на некотором расстоянии a , которое составляет:

для шариковых радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5 [B + 0,5 (D + d) \operatorname{tg} \alpha];$$

для конических роликоподшипников

$$a = 0,5 T' + \frac{1}{6} (D + d) e,$$

где B — ширина; d, D — соответственно внутренний и наружный диаметры; T — габаритный размер по ширине подшипника; α — угол контакта; e — вспомогательный коэффициент.

Для определения осевой нагрузки радиально-упорного подшипника подсчитывают сумму всех действующих на него осевых усилий $\sum X / S$ и внешних. Если $\sum X$ оказывается меньше усилия S , принимают $F_a = S$; а если $\sum X > S$, принимают $F_a = \sum X$.

3. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица I

Основные механические характеристики сталей, применяемых для изготовления валов [1; 5; 10]

марка стали	Твердость НВ / не менее	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости, МПа		ψ_σ	ψ_τ	Термообработка
				при изгибе σ_{-1}	при кручении τ_{-1}			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ст3	—	500	260	200	110	0,05	0	—
Ст6	—	600	300	240	120	0,05	0	—
35	207	540	320	240	145	0,1	0,05	Н
35	230	630	380	290	175	0,1	0,05	У
35	320	1000	630	430	270	0,1	0,05	З
45	170	610	360	270	150	0,1	0,05	Н

1	2	3	4	5	6	7	8	9
45	192	750	450	300	160	0,1	0,05	У
45	350	1000	800	400	240	0,1	0,05	З /т.в.ч/
40Х	260	950	700	420	210	0,15	0,1	У
40ХН	460	1600	1400	720	360	0,15	0,1	З
50Г2	250	960	700	390	230	0,15	0,1	З
18ХТ	535	1000	800	450	290	0,15	0,1	Ц
20Х	350	650	400	290	145	0,15	0,1	Ц
12ХН3А	578	850	700	390	195	0,15	0,1	Ц
35ХМ	480	1600	1400	650	325	0,15	0,1	З
35ХГСА	480	1700	1350	760	380	0,15	0,1	З
38Х2Ю	652	950	800	425	210	0,15	0,1	А

Примечание. В обозначении марки стали первые две цифры указывают содержание углерода в сотых долях процента. Буквы обозначают: С - кремний, Г - марганец, Х - хром, Н - никель, Т - титан, В - вольфрам, Ф - ванадий, М - молибден, Ю - алюминий, Р - бор, Ц - цирконий, К - кобальт, Д - медь. Марки высококачественной стали имеют в конце букву А.

В графе "Термообработка" приняты следующие сокращения: У - улучшение, Н - нормализация, З - закалка, Ц - цементация, А - азотирование.

Таблица 2

Сравнительная характеристика твердости металлов и сплавов [1]

НВ	НRC	НV	НВ	НRC	НV	НВ	НRC	НV	НВ	НRC	НV
156	0	155	207	14	208	285	29	285	415	43	435
159	1	159	212	15	213	298	30	292	429	45	460
163	2	162	217	17	217	302	31	303	444	46	474
167	3	166	223	19	222	311	32	311	461	48	502
170	4	171	229	20	228	321	33	320	447	49	534
174	6	174	235	21	235	331	35	334	495	50	551
179	7	178	241	23	240	341	36	344	514	52	585
183	8	183	248	24	249	352	38	361	555	56	650
187	9	186	255	25	255	363	39	380	601	60	746
192	11	192	262	26	261	375	40	390	653	64	868
197	12	197	269	27	270	388	41	401	712	68	1022
201	13	201	277	28	278	401	42	423	780	72	1124

Примечание. НВ - твердость по Бринеллю, НRC - твердость по Роквеллу, НV - твердость по Еикерсу.

Таблица 3

Нормальные линейные размеры /СТ СЭВ 314-77/

Ряды				Дополни- тельные размеры	Ряды				Дополни- тельные размеры
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	
10	10	10	10	10,2			43	45	46
			10,5	10,8				48	
		11	11	11,2			50	50	52
			11,5					53	
	12	12	12	11,8			56	56	55
			13	12,5				60	58
		14	14	13,5			63	63	62
			14,5	14,5				67	65
			15	15,5					70
				16,5				71	73
16	16	16	16	17,5			71	71	78
			17	18,5				75	78
		18	18	19,5			80	80	82
			19	20,5				83	88
	20	20	20	21,5			90	90	92
			21	23,0				95	98
		22	22				100	100	102
			23					105	108
			24					110	112
								120	115
25	25	25	25	27			125	125	118
			26	29				130	135
		28	28	31			140	140	145
			30	33				150	155
	32	32	32	35			160	160	165
			34	37				170	175
		36	36	39			180	180	185
			38	41				190	
				44					
			42						
40	40	40	40						

Примечания: 1. СТ СЭВ 314-77 устанавливает ряды нормальных линейных размеров /диаметров, длин, высот/ в интервале 0,001...20000 мм.

2. При выборе размеров ряды с более крупной градацией предпочтительней

Таблица 4

Размеры радиусов галтелей и фасок /по ГОСТ 10948-64/ [17]

Диапазон диаметров	Радиус r , мм		Фаска f , мм	
	Номинальное значение	Предельное отклонение	Номинальное значение	Предельное отклонение
Свыше 18 до 30	1,6		2	
Свыше 30 до 50	2,0		2,5	+0,4
Свыше 50 до 80	2,5	-0,4	3,0	
Свыше 80 до 120	3,0		4,0	+0,6

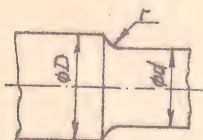


Рис.1. Галтельный переход на валу /к табл.4/

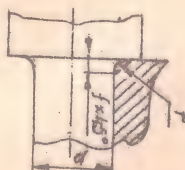


Рис.2. Конструкция сопряжения вала с фаской ступицы /к табл.4/

Таблица 5

Допускаемые напряжения на изгиб валов
и вращающихся осей [10; 12]

Материал		Допускаемые напряжения на изгиб, МПа, при режимах		
Наименование	Предел прочности σ_B , МПа	статическом	пульсирующем $[\sigma_p]$	симметричном $[\sigma_s]$
Сталь углеродистая	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
Сталь легированная	800	270	130	75
	1000	330	150	90
Стальное литье	400	100	50	30
	500	120	70	40
	140	60	40	20
	180	75	50	25

Примечание. При наличии в рассчитываемом сечении конструктивных концентраторов напряжений (пазов, отверстий, галтелей и т.п.) значение $[\sigma_p]$ и $[\sigma_s]$ следует уменьшить на 25...35%.

Таблица 6

Значения запасов прочности при расчете на
статическую прочность [1; 7; 10]

№ п/п	Материал вала	[n_T]
1	Весьма пластичный /при $\sigma_T/\sigma_B \leq 0,6/$	1,2...1,4
2	Пластичный при $\sigma_T/\sigma_B = 0,6...0,8$	1,4...1,6
3	Малопластичный при $\sigma_T/\sigma_B = 0,8...0,9$	1,6...2,2
4	Хрупкий	2,0...3,0

Таблица 7

Значения эффективных коэффициентов концентрации
напряжений для валов с галтелями при изгибе [2; 7; 10]

$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_B , МПа				
		600	700	800	900	1000
$\leq 1,1$	0,02	1,96	2,08	2,20	2,35	2,50
	0,04	1,66	1,69	1,75	1,81	1,87
	0,06	1,51	1,52	1,54	1,57	1,60
	0,08	1,40	1,41	1,42	1,44	1,46
	0,10	1,34	1,36	1,37	1,38	1,39
	0,15	1,23	1,26	1,27	1,29	1,30
	0,20	1,19	1,21	1,22	1,23	1,24
1,1...1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	2,89	3,10
	0,04	1,92	1,97	2,03	2,13	2,22
	0,06	1,71	1,74	1,76	1,80	1,84
	0,08	1,56	1,58	1,59	1,62	1,64
	0,10	1,48	1,50	1,51	1,53	1,54
	0,15	1,33	1,37	1,38	1,40	1,41
	0,20	1,27	1,29	1,30	1,32	1,34
1,2...2,0	0,02	2,40	2,60	2,80	3,00	3,25
	0,04	2,00	2,10	2,15	2,25	2,35
	0,06	1,83	1,88	1,90	1,96	2,00
	0,08	1,66	1,68	1,70	1,73	1,76
	0,10	1,57	1,59	1,61	1,63	1,64
	0,15	1,41	1,43	1,45	1,47	1,49
	0,20	1,32	1,34	1,36	1,38	1,40

Таблица 8

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов с галтелями при кручении

$\frac{D}{d}$	$\frac{z}{d}$	K_τ при σ_z , МПа				
		600	700	800	900	1000
$\leq 1,1$	0,02	1,30	1,35	1,41	1,45	1,50
	0,04	1,20	1,24	1,27	1,29	1,32
	0,06	1,16	1,18	1,20	1,23	1,24
	0,08	1,12	1,14	1,16	1,18	1,19
	0,10	1,09	1,11	1,13	1,15	1,16
	0,15	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11
	0,20	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09
1,1...1,2	0,02	1,50	1,59	1,67	1,74	1,81
	0,04	1,33	1,39	1,45	1,48	1,52
	0,06	1,26	1,30	1,33	1,37	1,39
	0,08	1,18	1,22	1,26	1,30	1,31
	0,10	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26
	0,15	1,10	1,11	1,14	1,16	1,18
	0,20	1,06	1,08	1,10	1,13	1,15
1,2...2,0	0,02	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10
	0,04	1,46	1,53	1,60	1,65	1,70
	0,06	1,35	1,40	1,45	1,50	1,53
	0,08	1,25	1,30	1,35	1,40	1,42
	0,10	1,21	1,25	1,28	1,32	1,35
	0,15	1,12	1,15	1,18	1,20	1,24
	0,20	1,07	1,10	1,14	1,16	1,20

Таблица 9

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями [7; 10]

$\frac{d}{d'}$	*	σ_z МПа		
		700	900	1000
K_σ				
0,05...0,1		2,0	2,15	2,3
0,15...0,25		1,8	1,9	2,1
K_τ				
0,05...0,25		1,75	1,9	2,0

* d - диаметр отверстия

Таблица 10

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов со шпоночными пазами [7; 10]

σ_B МПа	K_σ	K_τ
500	1,60	1,40
600	1,75	1,30
700	1,90	1,70
800	2,00	1,90
1000	2,30	2,20

Таблица 11

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков вала [7; 10]

σ_B МПа	K_σ		K_τ	
	для шлицев	для резьб	для шлицев	для резьб
400	1,35	1,43	2,10	1,40
500	1,43	1,80	2,25	1,43
600	1,55	1,95	2,36	1,46
700	1,60	2,20	2,43	1,49
800	1,65	2,30	2,53	1,52
900	1,70	2,45	2,63	1,53
1000	1,72	2,60	2,70	1,58
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 12

Значения K_σ/ϵ и K_τ/ϵ в месте посадки деталей [10]

Диаметр, мм	Посадка	σ_B МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
				K_σ/ϵ	/изгиб/				
	H7/s 6	2,25	2,50	2,75	3,0	3,25	3,3	3,75	4,25
30	H7/k 6	1,69	1,83	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	H7/h 6	1,46	1,63	1,79	1,93	2,11	2,28	2,44	2,76

Окончание табл.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
50	H7/ <i>j</i> s 6	2,73	3,03	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	H7/ <i>k</i> 6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	H7/ <i>h</i> 6	1,80	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
100	H7/ <i>j</i> s 6	2,93	3,28	3,60	3,93	4,25	4,60	4,90	5,60
	H7/ <i>k</i> 6	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	2,46	3,98	4,20
	H7/ <i>h</i> 6	1,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
<i>K_r</i> / <i>ε</i> /кручение/									
30	H7/ <i>j</i> s 6	1,75	1,90	2,03	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	H7/ <i>k</i> 6	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	H7/ <i>h</i> 6	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	H7/ <i>j</i> s 6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,25	3,62
	H7/ <i>k</i> 6	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,12	2,57	2,74
	H7/ <i>h</i> 6	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100	H7/ <i>j</i> s 6	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	H7/ <i>k</i> 6	1,65	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	H7/ <i>h</i> 6	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Таблица 13

Значения ε_{σ} и ε_{τ} [7, 10]

Материал		Диаметр вала <i>d</i> , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Сталь углеродистая	ε_{σ}	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Сталь легированная	ε_{σ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	ε_{τ}							

Таблица 14

Значения коэффициентов β [7; 10]

Обработка и класс шероховатости поверхности	σ_s МПа			
	400	700	900	1200
Шлифование, Ra 0,32... Ra 0,16	1,00	1,00	1,00	1,00
Обточка, Ra 2,5... Ra 0,63	1,05	1,10	1,15	1,25
Обдирка, Ra 80... Ra 20	1,20	1,25	1,35	1,50
Необработанная поверхность	1,35	1,50	1,90	2,20

Таблица 15

Значения коэффициента β_y при различных видах поверхностного упрочнения [7; 9; 10]

Вид упрочнения	σ_s сравнени- ю, МПа	β_y		
		для глад- ких валов	при K_σ	
			1,5	2,0
Закалка с нагре- вом ТВЧ /толщина слоя 0,9...1,5 мм/	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	-	-
Дробеструйный наклеп или на- катка роликом	600...1600	1,1...1,3	1,5...1,6	1,7...2,0
Азотирование	400...600	1,8...2,0	3,0	-
	900...1200	1,1...1,2	1,5...1,7	1,7...2,8
Цементация	700...800	1,4...1,5	-	-
	1000...1200	1,2...1,3	2,0	-

Таблица 16

Моменты сопротивления сечения валов со шпоночным
пазом под стандартную шпонку по СТ СЭВ 189-75 и
ГОСТ 23360-78

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Основной момент сопротивле- ния W_x , мм ³	Поляр- ный мо- мент сопро- тивле- ния W_p , мм ³	Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Основной момент сопро- тивле- ния W_x , мм ³	Поляр- ный мо- мент сопро- тивле- ния W_p , мм ³
20	6 x 6	655	1440	45	14 x 9	7800	16740
21	6 x 6	770	1680	48	14 x 9	9620	20500
22	6 x 6	897	1940	50	14 x 9	10800	23050
24	6 x 7	1110	2470	53	16 x 10	12770	27270
25	8 x 7	1275	2810	55	16 x 10	14510	30800
26	8 x 7	1433	3180	56	16 x 10	15290	32440
28	8 x 7	1860	4020	60	18 x 11	18760	40000
30	8 x 7	2320	4970	63	18 x 11	21900	46400
32	10 x 8	2730	5940	67	22 x 12	26070	55470
34	10 x 8	3330	7190	70	22 x 12	30200	63800
36	10 x 8	4010	8590	71	22 x 12	31230	66030
38	10 x 8	4760	10130	75	22 x 12	37600	79000
40	12 x 8	5510	11790	80	22 x 14	42000	89100
42	12 x 8	6450	13720				

Таблица 17

Зависимость коэффициента безопасности K_δ
от характера нагрузки [4; 6]

Характер нагрузки на подшипник	K_δ	Примеры использования
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125% номинальной /расчетной/ нагрузки	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки /кроме строгальных и долбежных/; флюки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременные перегрузки до 150% номинальной /расчетной/ нагрузки	1,3...1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности; редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200% номинальной /расчетной/ нагрузки	1,8...2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности; дробилки и копиры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станков; мощные вентиляторы и экономайзеры
Нагрузки с сильными ударами. Кратковременные перегрузки до 300% номинальной /расчетной/ нагрузки	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортовых станков, алюминговы и олябингов

Таблица 18

Значения коэффициента K_T [4; 6]

Рабочая температура подшипника, °C	125	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

4.1. Пример расчета ведомого вала косозубого цилиндрического зубчатого редуктора /рис.3/

Дано: передаваемая мощность $P = 19$ кВт; частота вращения вала $n = 190$ мин⁻¹; график нагружения показан на рис.3; срок службы $L_h = 25000$ ч; коэффициент кратковременной перегрузки $K_n = (T_{max}/T) = 1,9$; диаметр начальной окружности колеса $d_w = 303,5$ мм; ширина колеса $b = 80$ мм; угол наклона зубьев $\beta = 5^\circ 30'$.

4.1.1. Определяем действующие на вал нагрузки:

крутящий момент $T = 9550 P/n = 9550 \cdot 19/190 = 955$ Н·м;

окружная сила $F_t = 2T/d_w = 2 \cdot 955 \cdot 10^3 / 303,5 = 6300$ Н;

радиальная сила $F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta = 6300 \cdot 0,363 / 0,995 = 2300$ Н;

осевая сила $F_a = F_t \tan \beta = 6300 \cdot 0,102 = 630$ Н.

4.1.2. В качестве материала для изготовления вала назначаем среднеуглеродистую сталь 45 по ГОСТ 1050-77. Термообработка - нормализация. Механические характеристики /см.табл.1/: $\sigma_B = 610$ МПа, $\sigma_T = 360$ МПа, $\sigma_{-1} = 270$ МПа, $\sigma_{-1} = 150$ МПа.

4.1.3. Ориентировочно определяем диаметр вала под зубчатым колесом. Примем $[\sigma_T] = 30$ МПа:

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\sigma_T]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{955}{0,2 \cdot 30}} = 54 \text{ мм.}$$

По СТ СЭВ 514-77 /табл.3/ принимаем $d = 55$ мм.

4.1.4. Выполняем эскизную компоновку узла вала, конструктивно определяем размеры его участков и составляем расчетную схему /рис.3/. Предварительно намечаем использовать в качестве опор подшипники шариковые радиальные однорядные. По величине заплечиков под подшипники при $d' = 55$ мм принимаем подшипники средней серии 309, у которых $d_n' = 45$ мм, $D_n = 100$ мм, $B_n = 25$ мм. Длину участка вала под колесом принимаем меньше ширины колеса: $\ell_1 = b - 2 = 78$ мм. Зазор между стенкой редуктора и торцом колеса принимаем 11 мм с каждой стороны. Принимаем для подшипников пластичную смазку. Чтобы предотвратить вытекание смазки внутрь корпуса предусмотрим постановку маслосудерживающих колец шириной 10 мм.

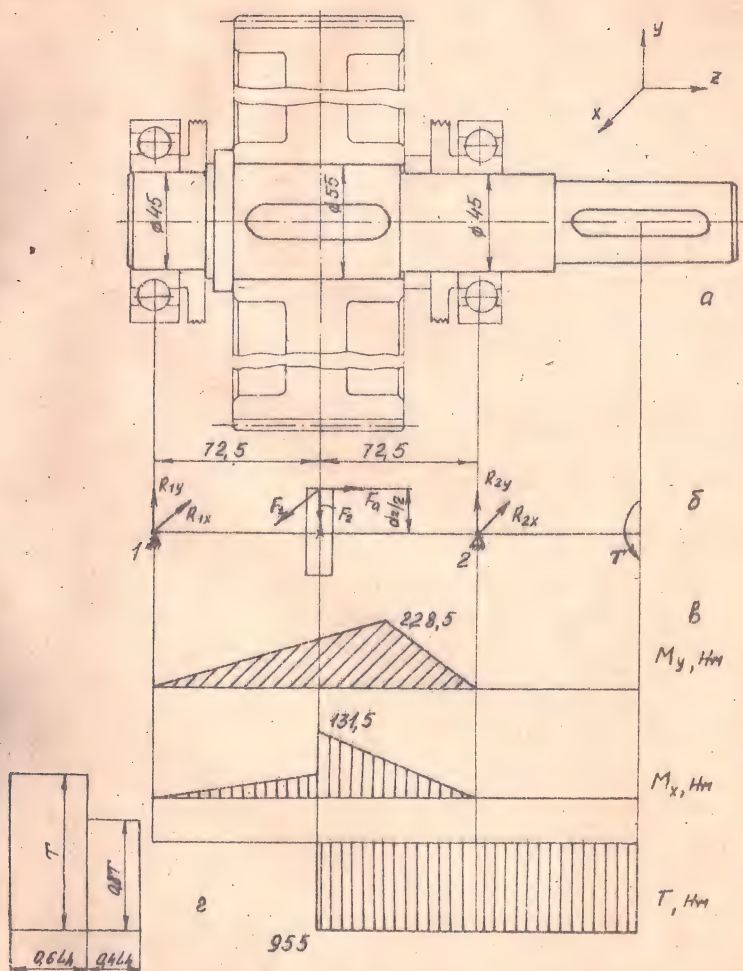


Рис.3. К примеру 4.1: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

Размеры выходящего из редуктора конца вала оогласуем со СТ СЭВ 537-77, получим $d = 40$ мм, $L = 82$ мм. Таким образом, расстояние между опорами $L = 145$ мм.

4.1.5. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Рассчитываем опорные реакции:

$$\text{в горизонтальной плоскости: } R_{1x} = R_{2x} = 0,5 F_t = \\ = 0,5 \cdot 6300 = 3150 \text{ Н}$$

в вертикальной плоскости:

$$\Sigma M_{1x} = F_r \cdot 0,5L - R_{2y} \cdot L + 0,5 F_a d_w = 0, \text{ откуда}$$

$$R_{2y} = \frac{0,5(F_r L + F_a d_w)}{L} = \frac{0,5(2300 \cdot 145 + 630 \cdot 303,5)}{145} = 1810 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{2x} = R_{1y} \cdot L + 0,5 F_a d_w - 0,5 F_r L = 0;$$

$$R_{1y} = \frac{0,5(F_r L - F_a d_w)}{L} = \frac{0,5(2300 \cdot 145 - 630 \cdot 303,5)}{145} = 490 \text{ Н}.$$

Суммарные опорные реакции:

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{3150^2 + 490^2} = 3200 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{3150^2 + 1810^2} = 3640 \text{ Н}.$$

В качестве опасного рассмотрим сечение вала по середине зубчатого колеса. Изгибающие моменты в опасном сечении

$$M_y = 0,5 R_{1x} L = 3150 \cdot 0,0725 = 228,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_x = 0,5 R_{1y} L + 0,5 F_a d_w = 490 \cdot 0,0725 + 630 \cdot 0,3035 = 131,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{228,5^2 + 131,5^2} = 262 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{прив} = \sqrt{M_u^2 + (2T)^2} = \sqrt{262^2 + (0,58 \cdot 955)^2} = 615 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 0,58$; $[\sigma_{-1}] = 55 \text{ МПа}$; $[\sigma_0] = 95 \text{ МПа}$ /см.табл.5/.

Так как в опасном сечении находится шпоночный паз, принимаем $[\sigma_{-1}] = 40 \text{ МПа}$. Расчетный диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{прив}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{615 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40}} = 53,5 \text{ мм}.$$

Так как расчетный диаметр вала незначительно отличается от полученного в ориентировочном расчете, окончательно принимаем $d = 55$ мм.

4.1.6. Выполняем проверочный расчет вала на статическую прочность.

С учетом коэффициента перегрузки определяем максимальные нагрузки в опасном сечении:

$$M_u' = K_n M_u = 1,9 \cdot 262 = 498 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T' = K_n T = 1,9 \cdot 955 = 1815 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{np}'' = \sqrt{(M_u')^2 + (T')^2} = \sqrt{498^2 + 1815^2} = 1880 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напряжения в опасном сечении

$$\sigma_{np} = \frac{M_{np}''}{W_x} = \frac{1880 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55^3} = 112,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения $[\sigma] = \sigma_T / [\sigma_T] = 360 / 1,4 = 277 \text{ МПа}$, где $[\sigma_T] = 1,4$ при $\sigma_T / \sigma_b = 360 / 610 = 0,59$ /см.табл.6/. Поскольку $\sigma_{np} < [\sigma]$, статическая прочность вала обеспечена.

4.1.7. Выполняем проверочный расчет вала на выносливость. Определяем амплитудные и средние напряжения циклов в опасном сечении:

при изгибе /симметричный цикл/ $W_x = 1450 \text{ мм}^3$ /см.табл.16/

$$\sigma_a = M_{np} / W_x = \frac{(615 \cdot 10^3)}{1450} = 42,4 \text{ МПа}, \quad \sigma_m = 0$$

при кручении $W_p = 30800 \text{ мм}^3$, см.табл.16/

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 T / W_p = 0,5 \cdot 955 \cdot 10^3 / 30800 = 15,5 \text{ МПа}.$$

Определяем пределы выносливости при изгибе и кручении с учетом переменности режима нагружения:

$$\sigma_{-13} = \sigma_{-1} K_L = 270 \text{ МПа}; \quad \tau_{-13} = \tau_{-1} K_L = 150 \text{ МПа},$$

где $K_L = \sqrt[9]{N_o / N_E}$; $N_o = 5 \cdot 10^6$ - базовое число циклов,

$N_E = \sum_{i=1}^n n_i \cdot (t_i / T)^9 = [0,6 (T / T)^9 + 0,4 (0,8 T / T)^9] \cdot 190 \cdot 60 \cdot 25000 = 185 \cdot 10^6$ - эквивалентное число циклов нагружений /см.подразд.6.1/, так как $N_E > N_o$, $K_L = 1$.

Определяем коэффициент запаса прочности:

при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-13}}{\kappa_\sigma \sigma_a} = \frac{270}{1,75 / (0,82 \cdot 1,08) / 42,4} = 3,2;$$

при кручении

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1\beta}}{\frac{\kappa_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}^{\beta}} \tau_{\sigma} + \psi \tau_m} = \frac{150}{\frac{1,5}{0,7 \cdot 1,08} \cdot 15,5 + 0,05 \cdot 15,5} = 4,7,$$

где $\kappa_{\sigma} = 1,75$, $\kappa_{\tau} = 1,5$ /см.табл.10/; $\varepsilon_{\sigma} = 0,82$, $\varepsilon_{\tau} = 0,7$ /см.табл.13/; $\beta = 1,08$ /при $R\alpha 2,5 \dots R\alpha 0,63$, см.табл.14/; $\psi_{\tau} = 0,05$ /см.табл.1/.

Определяем общий запас циклической прочности при совместном действии изгиба и кручения:

$$S = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{3,2 \cdot 4,7}{\sqrt{3,2^2 + 4,7^2}} = 2,65 > [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Таким образом, в течение заданного срока службы усталостное разрушение вала не произойдет.

4.2. Пример расчета ведущего вала конического зубчатого редуктора

Дано: передаваемая мощность $P = 4,5$ кВт; частота вращения $n = 450$ мин⁻¹; вращательное движение на вал передается через ременную передачу, ведомый шкив которой насажен на входной вал редуктора, сила давления ремня на вал $Q = 1000$ Н; график нагружения показан на рис.4, срок службы редуктора $L_h = 15000$ ч; коэффициент кратковременной перегрузки $K_n = T_{max}/T = 2,0$; средний начальный диаметр шестерни $d'_{nm} = 88,4$ мм; ширина зубчатого венца $b = 38$ мм; угол делительного конуса $\delta = 24^{\circ}09'$.

4.2.1. Определяем действующие на вал нагрузки:

крутящий момент $T = 9550 P/n = 9550 (4,5/450) = 95,5$ Н·м;

окружная сила $F_t = 2T/d'_{nm} = 2 \cdot 95,5 \cdot 10^3 / 88,4 = 2020$ Н;

радиальная сила $F_r = F_t \tan \alpha \cos \delta = 2020 \cdot 0,364 \cdot 0,913 = 730$ Н;

осевая сила $F_a = F_t \tan \alpha \sin \delta = 2020 \cdot 0,364 \cdot 0,4089 = 330$ Н.

4.2.2. В качестве материала для изготовления вала примем углеродистую сталь 35 по ГОСТ 1050-77. Термообработка - нормализация. Механические характеристики /см.по табл.1/: $\sigma_B = 540$ МПа; $\sigma_r = 320$ МПа; $\sigma_{-1} = 240$ МПа; $\tau_{-1} = 145$ МПа.

4.2.3. Ориентировочно определяем диаметр выходного конца вала: $d = \sqrt[3]{140 \cdot T} = \sqrt[3]{140 \cdot 95,5} = 23,8$ мм.

В соответствии со СТ СЭВ 537-77 принимаем $d = 25$ мм, $l = 60$ мм.

4.2.4. Выполняем эскизную компоновку узла вала, конструктивно определяем размеры его участков и составляем расчетную схему вала /рис.4/.

Примем диаметр вала под подшипник $d_n = 1,0...1,1 / d = 1,1 \cdot 25 = 27,5$ мм. Окончательно $d_n = 30$ мм /кратно 5 мм/. В качестве опор предварительно намечаем использовать подшипники роликовые конические однорядные легкой серии 7206, у которых $d_n = 30$ мм, $D_n = 62$ мм, $B = 16$ мм, $r_n = 17,25$ мм.

Зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой редуктора примем 10 мм. Так как смазка левого подшипника затруднена, рассмотрим пластичную смазку и постановку магнеудерживающего кольца толщиной 10 мм. Расстояние от внешнего торца подшипника до точки приложения реакции /см. подразд. 1.4/ 14 мм. Расстояние между точками приложения опорных реакций $l_2 = 1,4...2,3 / l = 1,4 \cdot 60 = 84$ мм. Примем $l_2 = 100$ мм. Окончательно получим размеры, показанные на рис.4,а.

4.2.5. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Рассчитываем опорные реакции:

в горизонтальной плоскости

$$\sum M_{1y} = Q l_3 + R_{2x} l_2 - F_t (l_1 + l_2) = 0,$$

$$R_{2x} = [F_t (l_1 + l_2) - Q l_3] / l_2 = (2020 \cdot 154 - 1000 \cdot 65) / 100 = 2460 \text{ Н};$$

$$\sum M_{2y} = Q (l_2 + l_3) - R_{1x} l_2 - F_t l_1 = 0;$$

$$R_{1x} = [Q (l_2 + l_3) - F_t l_1] / l_2 = (1000 \cdot 165 - 2020 \cdot 54) / 100 = 560 \text{ Н}.$$

в вертикальной плоскости

$$\sum M_{1x} = R_{2y} l_2 - F_r (l_1 + l_2) + 0,5 F_d d_{wm} = 0$$

$$R_{2y} = [F_r (l_1 + l_2) - 0,5 F_d d_{wm}] / l_2 = (730 \cdot 154 - 0,5 \cdot 330 \cdot 88,4) / 100 = 970 \text{ Н}$$

$$\sum M_{2x} = R_{1y} l_2 - F_r l_1 + 0,5 F_d d_{wm} = 0$$

$$R_{1y} = [F_r l_1 - 0,5 F_d d_{wm}] / l_2 = (730 \cdot 54 - 0,5 \cdot 330 \cdot 88,4) / 100 = 240 \text{ Н}.$$

Суммарные опорные реакции

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{560^2 + 240^2} = 610 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{2460^2 + 970^2} = 2660 \text{ Н}.$$

4174 - 261,3

20 + 40

112
76

207 - 1764

1721

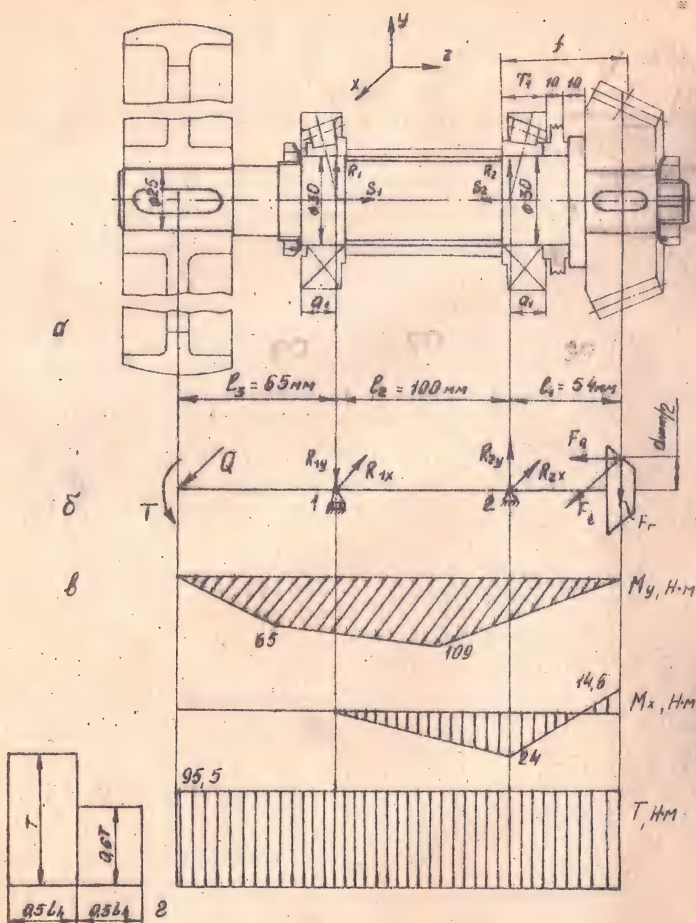


Рис.4. К примеру 4.2: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

Примем в качестве опасного сечения вала наиболее нагруженное — под правым подшипником. Изгибающие моменты в опасном сечении:

$$M_y = Q'(l_2 + l_3) - R_{1x} l_2 = (1000 \cdot 165 - 560 \cdot 100) / 1000 = 109 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_x = R_{1y} l_2 = 240 \cdot 100 / 1000 = 24 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{24^2 + 109^2} = 115 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{пр.ш} = \sqrt{M_u^2 + (\lambda T)^2} = \sqrt{115^2 + (0,6 \cdot 95,5)^2} = 128 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\lambda = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 0,6$; $[\sigma_{-1}] = 30 \text{ МПа}$; $[\sigma_0] = 82,5 \text{ МПа}$ /см.табл.3/. Расчетный диаметр вала в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр.ш}}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{128 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 30}} = 29,4 \text{ мм}, \text{ что несколько меньше принятого ранее } d_n = 30 \text{ мм}. \text{ Окончательно принимаем } d_n = 30 \text{ мм}.$$

4.2.6. Выполняем проверочный расчет вала на статическую прочность. С учетом перегрузок определяем максимальные нагрузки в опасном сечении.

$$M_u' = K_n M_u = 2 \cdot 115 = 230 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T' = K_n \cdot T = 2 \cdot 95,5 = 191 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{пр.ш}' = \sqrt{(M_u')^2 + (T')^2} = \sqrt{230^2 + 191^2} = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напряжения в опасном сечении

$$\sigma_{пр} = \frac{M_{пр.ш}'}{W_x} = \frac{300 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 30^3} = 111 \text{ МПа}.$$

$$\text{Допускаемые напряжения } [\sigma] = \sigma_r / [k_r] = 320 / 1,4 = 230 \text{ МПа},$$

где $[k_r] = 1,4$ при $\sigma_r / \sigma_0 = 320 / 340 = 0,59$ /см.табл.6/.

Поскольку $\sigma_{пр} < [\sigma]$, статическая прочность вала обеспечена.

4.2.7. Выполняем проверочный расчет вала на выносливость.

Определяем амплитудные и средние напряжения циклов в опасном сечении:

при изгибе /оимметричный цикл/: $\sigma_m = 0$

$$\sigma_a = M_{пр} / W_x = 128 \cdot 10^3 / (0,1 \cdot 30^3) = 46,7 \text{ МПа};$$

при кручении

$$\tau_a = \tau_m = 0,5T / W_p = 0,5 \cdot 95,5 \cdot 10^3 / 0,2 \cdot 30^3 = 8,8 \text{ МПа}.$$

Определяем пределы выносливости при изгибе и кручении с учетом переменности режима нагружения /см.п.1.6.1/

$$\sigma_{-1} K_L = 240 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1} K_L = 145 \text{ МПа},$$

где $K_L = \sqrt[9]{N_0 / N_E}$; $N_0 = 5 \cdot 10^6$ - базовое число циклов, $N_E = 0,5 (T/T)^9 + 0,5 (0,6T/T)^9$; $450 \cdot 60 \cdot 13000 = 202 \cdot 10^6$ - эквивалентное число циклов нагружений.

Так как $N_E > N_0$, то $K_L = 1$. Определяем коэффициент запаса прочности:

при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a} = \frac{240}{(2,0/1,05) \cdot 46,7} = 2,7;$$

при кручении

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a / \epsilon_\tau \beta + \psi_\tau \tau_m} = \frac{145}{(1,6/1,05) \cdot 8,8 + 0,05 \cdot 8,8} = 10,3,$$

где $K_\sigma / \epsilon = 2,0$; $K_\tau / \epsilon = 1,6$ /табл.12/; $\beta = 1,05$ /при $\alpha 0,63$, см.табл.14/; $\psi_\tau = 0,05$ /табл.1/. Определяем общий запас циклической прочности при совместном действии изгиба и кручения:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,7 \cdot 10,3}{\sqrt{2,7^2 + 10,3^2}} = 2,6 > [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Таким образом, в течение заданного срока службы усталостное разрушение вала не произойдет.

4.3. Пример расчета промежуточного вала двуступенчатого цилиндрического косозубого редуктора

Дано: передаваемая мощность $P = 37,2$ кВт; частота вращения $n = 730 \text{ мин}^{-1}$; диаметр начальной окружности колеса быстроходной ступени $d'_{w2} = 201$ мм, ширина колеса $b_2 = 60$ мм; диаметр начальной окружности шестерни тихоходной ступени $d'_{w3} = 81$ мм, ширина шестерни $b_3 = 84$ мм, нормальный модуль $m_n = 4$ мм; угол наклона зубьев $\beta = \beta_2 = \beta_3 = 11^\circ 30'$; режим работы редуктора постоянный, кратковременные перегрузки $K_n = T_{max}/T = 1,5$; срок службы $L_A = 10000$ ч.

4.3.1. Определяем действующие на вал нагрузки:

крутящий момент $T = 9550 P/n = 9550 \cdot 37,2/730 = 485 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

окружные силы $F_{t2} = 2T/d'_{w2} = 2 \cdot 485 \cdot 10^3/201 = 4840 \text{ Н}$;

$$F_{t3} = 2T/d'_{w3} = 2 \cdot 485 \cdot 10^3/81 = 12000 \text{ Н};$$

радиальные силы; $F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 4840 \cdot 0,364 / 0,9799 = 1800 \text{ Н}$; $F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 12000 \cdot 0,364 / 0,9799 = 4460 \text{ Н}$;

осевые силы

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 4840 \cdot 0,203 = 980 \text{ Н};$$

$$F_{a3} = F_{t3} \operatorname{tg} \beta = 12000 \cdot 0,203 = 2440 \text{ Н}.$$

4.3.2. В качестве материала для изготовления вала примем легированную сталь 40Х по ГОСТ 4343-71. Термообработка - улучшение. Механические характеристики /по табл.1/: HB260 , $\sigma_b = 930 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 700 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 420 \text{ МПа}$, $T_{-1} = 210 \text{ МПа}$.

4.3.3. Ориентировочно определяем диаметр вала в месте посадки зубчатых колес. Принимаем $[\tau] = 15 \text{ МПа}$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{485 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 54,5 \text{ мм}.$$

По СТ СЭВ 514-77 /см.табл.3/ принимаем $d = 56 \text{ мм}$.

4.3.4. Выполняем эскизную компоновку вала, конструктивно определяем размеры его участков и оставляем расчетную схему вала /рис.5/.

Полагаем, что шестерня тихоходной ступени будет изготовлена за одно целое с валом /вал-шестерня/, диаметр впадин $d_{f3} = d_{w3} - 2,5 m_n = 71 \text{ мм}$. В качестве опор вала примем подшипники роликовые конические однородные средней серии 7310Н, у которых $d_n = 50 \text{ мм}$, $B_n = 110 \text{ мм}$, $B = 27 \text{ мм}$, $T_n = 29,25 \text{ мм}$. Величину зазора между горцами зубчатых колес примем 12 мм, между горцами колес и внутренней стенкой редуктора - 10 мм. В результате получим расчетную схему вала /рис.5,б/.

4.3.5. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Рассчитываем опорные реакции:

в горизонтальной плоскости $\sum M_{1y} = F_{t2} l_1 + F_{t3} (l_1 + l_2) - R_{2x} (l_1 + l_2 + l_3) = 0$,
откуда $R_{2x} = \frac{F_{t2} l_1 + F_{t3} (l_1 + l_2)}{(l_1 + l_2 + l_3)} = (4840 \cdot 52 + 12000 \cdot 135) / 200 = 9420 \text{ Н}$;

$\sum M_{2y} = R_{1x} (l_1 + l_2 + l_3) - F_{t2} (l_2 + l_3) - F_{t3} l_3 = 0$,
откуда $R_{1x} = \frac{F_{t2} (l_2 + l_3) + F_{t3} l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} = (4840 \cdot 148 + 12000 \cdot 64) / 200 = 7420 \text{ Н}$;

вертикальной плоскости

$\sum M_{2x} = F_{r3} l_3 - 0,5 F_{a3} d_{w3} - F_{r2} (l_2 + l_3) - 0,5 F_{a2} d_{w2} + R_{1y} (l_1 + l_2 + l_3) = 0$;

$R_{2y} = (0,5 \cdot 980 \cdot 201 + 0,5 \cdot 2440 \cdot 81 + 4460 \cdot 136 - 1800 \cdot 52) / 200 = 3540 \text{ Н}.$

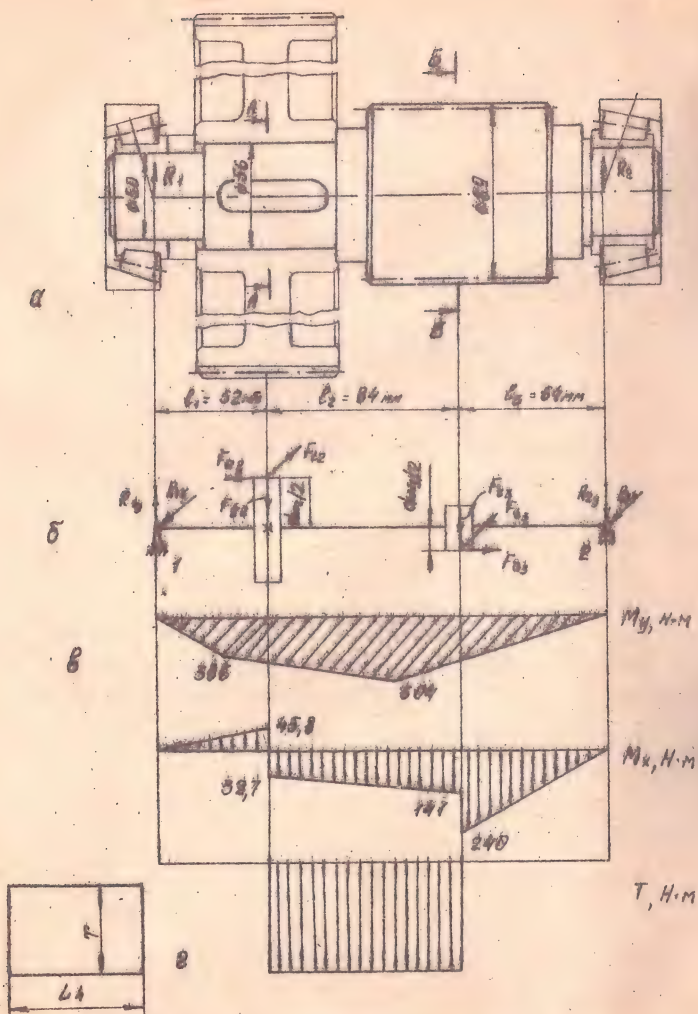


Рис. 5. К примеру 4.3: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

$$\sum M_{ix} = F_{r2} \ell_1 - 0,5 F_{a2} d_{w2} - 0,5 F_{a3} d_{w3} - F_{r3} (\ell_1 + \ell_2) + R_{2y} (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0;$$

$$R_{1y} = (0,5 \cdot 2440 \cdot 81 + 1800 \cdot 148 + 0,5 \cdot 980 \cdot 201 - 4460 \cdot 64) / 200 = 880 \text{ Н},$$

Суммарные опорные реакции

$$F'_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 7420^2 + 880^2 = 7450 \text{ Н};$$

$$F'_{r2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 9420^2 + 3540^2 = 10100 \text{ Н}.$$

В качестве опасных сечений рассмотрим сечения А-А и Б-Б.

Сечение А-А.

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{388^2 + 52,7^2} = 390 \text{ Н·м}.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/:

$$M_{прш} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{390^2 + (0,6 \cdot 485)^2} = 485 \text{ Н·м},$$

где $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 0,6$; $[\sigma_{-1}] = 85,0 \text{ МПа}$; $[\sigma_0] = 145 \text{ МПа}$ /табл.5/.

Расчетный диаметр вала в сечении А-А. С учетом наличия в сечении шпоночного паза примем $[\sigma_{-1}] = 55 \text{ МПа}$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{прш}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{485}{0,1 \cdot 55}} = 44,6 \text{ мм},$$

что несколько меньше принятого. Учитывая, что это пойдет в запас прочности, окончательно принимаем $d = 56 \text{ мм}$.

Сечение Б-Б.

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{604^2 + 240^2} = 650 \text{ Н·м}.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{прш} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{650^2 + (0,6 \cdot 485)^2} = 710 \text{ Н·м},$$

где $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 0,6$; $[\sigma_{-1}] = 85 \text{ МПа}$; $[\sigma_0] = 145 \text{ МПа}$ /определено ранее/.

Расчетный диаметр вала в сечении Б-Б:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{прш}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{710}{0,1 \cdot 85}} = 43 \text{ мм},$$

что значительно меньше диаметра впадин шестерни. Можно поставить вопрос об изготовлении шестерни отдельно от вала, поскольку это

приведет к значительной экономии материала. Однако не будем изменять компоновочную схему, поскольку рассматриваемый в примере вал представляет собой реальную конструкцию, взятую из стандартного редуктора, который студенты КПИ изучают на лабораторной работе.

4.3.6. Выполняем проверочный расчет вала на статическую прочность.

Определим максимальные нагрузки в опасных сечениях:

Сечение А-А

Сечения Б-Б

$$M'_H = K_H M_H = 1,5 \cdot 390 = 585 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_H = K_H M_H = 1,5 \cdot 650 = 975 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T' = K_T T = 1,5 \cdot 485 = 730 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T' = K_T T = 1,5 \cdot 485 = 730 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_{пр} = \sqrt{(M'_H)^2 + (T')^2} = \sqrt{585^2 + 730^2} = 940 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M'_{пр} = \sqrt{(M'_H)^2 + (T')^2} = \sqrt{975^2 + 730^2} = 1220 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\sigma'_{пр} = \frac{M'_{пр}}{W_x} = \frac{940 \cdot 10^3}{15290} = 61 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{пр} = \frac{M'_{пр}}{W_x} = \frac{1220 \cdot 10^3}{91 \cdot 10^3} = 34 \text{ МПа};$$

$$W_x = 15290 \text{ мм}^3 / \text{см. табл. 16/}$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3.$$

$$\text{Допускаемые напряжения } [\sigma] = \frac{\sigma_T}{\epsilon_H} = \frac{700}{1,53} = 450 \text{ МПа}, [\tau] = 1,55$$

$$\text{при } \sigma_T / \sigma_B = 700 / 950 = 0,74 / \text{см. табл. 6/}.$$

Таким образом, действующие напряжения в сечениях А-А и Б-Б существенно ниже допускаемых, поэтому статическая прочность вала обеспечена.

4.3.7. Выполняем проверочный расчет вала на выносливость при совместном действии циклических напряжений изгиба и кручения. Рассмотрим только сечения А-А.

Определим номинальное эквивалентное напряжение:

$$\sigma_3 = \frac{\sqrt{M_H^2 + T^2}}{W_x} = (\sqrt{390^2 + 485^2}) / 15290 = 41 \text{ МПа};$$

$$\epsilon = 0,75 / \text{см. табл. 13/}, K_\sigma = 2,25 / \text{см. табл. 10/}.$$

Так как $\epsilon \sigma_3 / K_\sigma [\sigma] = 0,75 \cdot 41 / (2,25 \cdot 2,5) = 56 \text{ МПа} > \sigma_3 = 41 \text{ МПа}$, уточненный расчет на выносливость не производят. Циклическая прочность вала обеспечена.

4.4. Пример расчета вала-червяка червячного редуктора

Дано: крутящий момент на червяке $T_1 = 92 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения $n = 320 \text{ мин}^{-1}$; крутящий момент на червячном колесе $T_2 = 955 \text{ Н}\cdot\text{м}$; вращательное движение передается через ременную передачу, ведомый шкив которой насажен на выходной конец червяка, сила давления ремня $Q = 1200 \text{ Н}$; график нагружения показан на рис. 6, график службы $L_h = 8000 \text{ ч}$; коэффициент кратковременной перегрузки $K_n = T_{\max}/T = 1,7$; геометрические размеры червяка /из расчета передачи/: диаметр вершин витков $d_{a1} = 72 \text{ мм}$, диаметр впадин $d_{f1} = 45,8 \text{ мм}$, диаметр начальной окружности $d_{w1} = 62 \text{ мм}$, длина нарезанной части $\ell_1 = 123 \text{ мм}$; диаметр начальной окружности червячного колеса $d_{w2} = 232 \text{ мм}$.

4.4.1. Определяем действующие на червяк усилия:

окружная сила $F_t = 2T_1/d_{w1} = 2 \cdot 92 \cdot 10^3/62 = 2960 \text{ Н}$;

осевая сила $F_a = 2T_2/d_{w2} = 2 \cdot 955 \cdot 10^3/232 = 7580 \text{ Н}$;

радиальная сила $F_r = F_a \tan \alpha = 7580 \cdot 0,364 = 2760 \text{ Н}$.

4.4.2. Считая, что червяк будет изготовлен за одно целое с валом в качестве материала для изготовления вала-червяка примем углеродистую сталь 45 по ГОСТ 1030-77 с поверхностной закалкой витков до НРС 45...50. Механические характеристики [1]: $\sigma_b = 750 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 340 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 203 \text{ МПа}$.

4.4.3. Выполняем эскизную компоновку узла вала, конструктивно определяем размеры его участков и составляем расчетную схему вала.

Полагаем, что червяк будет выполнен за одно целое с валом. Поскольку диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = 45,8 \text{ мм}$, примем диаметр вала на участках вала, прилегающих к червяку, равным 45 мм. Диаметры опорных поверхностей вала примем $d_n = 45 \text{ мм}$. Для упора торцов внутренних колец подшипников предусмотрим выполнение на валу упорных буртиков. В качестве левой опоры вала примем комплект из двух однорядных радиально-упорных роликовых подшипников 7609, у которых $d_n = 45 \text{ мм}$, $l_n = 100 \text{ мм}$. Правая опора — плавающая, для нее примем однорядный радиальный шарикоподшипник.

Диаметр и длину выходного конца вала примем в соответствии со СТ СЭВ 337-77 на цилиндрические концы валов: $d = 36 \text{ мм}$, $\ell = 80 \text{ мм}$.

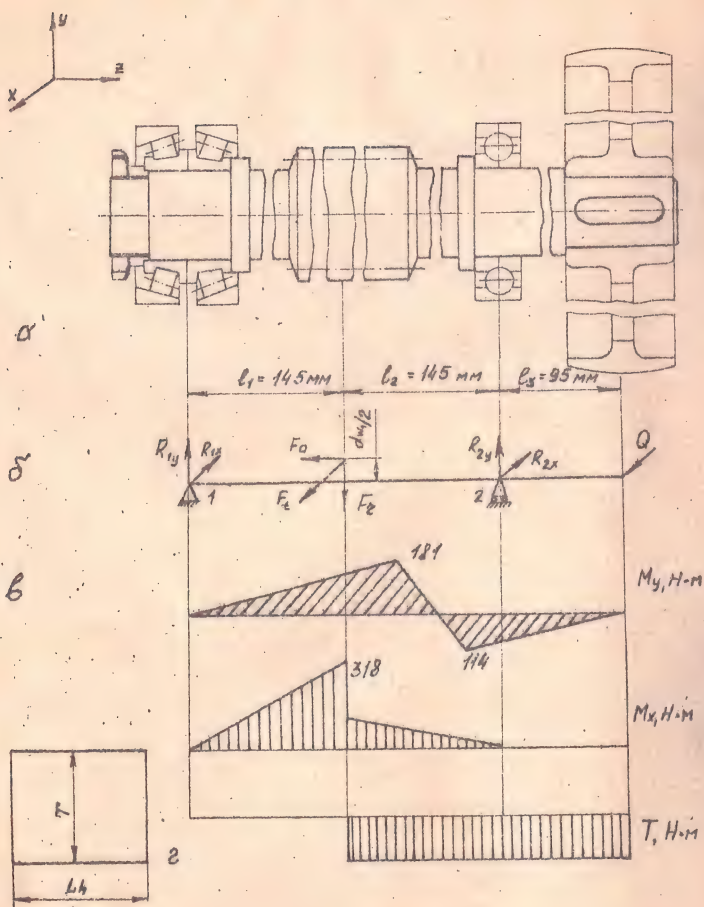


Рис.6. К примеру 4.4: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

Окончательно получим компоновочную схему, показанную на рис. 6, а.

4.4.4. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Вычисляем опорные реакции:

в горизонтальной плоскости

$$\sum M_{1y} = F_1 l_1 - R_{2x} (l_1 + l_2) + Q (l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$\text{откуда } R_{2x} = \frac{F_1 l_1 + Q (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)} = (2960 \cdot 145 + 1200 \cdot 380) / 290 = 3050 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{2y} = R_{1x} (l_1 + l_2) - F_1 l_2 + Q l_3 = 0.$$

$$\text{откуда } R_{1x} = \frac{F_1 l_2 - Q l_3}{(l_1 + l_2)} = (2960 \cdot 145 - 1200 \cdot 95) / 290 = 1110 \text{ Н.}$$

в вертикальной плоскости

$$\sum M_{1x} = F_2 l_1 - 0,5 F_{adw_1} - R_{2y} (l_1 + l_2) = 0;$$

$$R_{2y} = (F_2 l_1 - 0,5 F_{adw_1}) / (l_1 + l_2) = (2760 \cdot 145 - 0,5 \cdot 7580 \cdot 62) / 290 = 570 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{2x} = R_{1y} (l_1 + l_2) - F_2 l_1 - 0,5 F_{adw_1} = 0;$$

$$R_{1y} = (F_2 l_1 + 0,5 F_{adw_1}) / (l_1 + l_2) = (2760 \cdot 145 + 0,5 \cdot 7580 \cdot 62) / 290 = 2190 \text{ Н.}$$

Суммарные опорные реакции

$$F_{21} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{1110^2 + 2190^2} = 2455 \text{ Н.}$$

$$F_{22} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{3050^2 + 570^2} = 3100 \text{ Н.}$$

В качестве опасного рассмотрим наиболее нагруженное сечение вала червяка по середине его нарезанной части. Изгибающие моменты в опасном сечении:

$$M_y = R_{1x} l_1 = 1110 \cdot 0,145 = 161 \text{ Н·м.}$$

$$M_x = R_{1y} l_1 = 2190 \cdot 0,145 = 318 \text{ Н·м.}$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{318^2 + 161^2} = 365 \text{ Н·м.}$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{пр} = \sqrt{M_u^2 + (\lambda T)^2} = \sqrt{365^2 + (0,58 \cdot 92)^2} = 360 \text{ Н·м.}$$

где $\lambda = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 0,58$; $[\sigma_1] = 70 \text{ МПа}$; $[\sigma_0] = 130 \text{ МПа}$ /ом. табл. 5/.

Расчетный диаметр вала в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{M_{пр} / 0,1 [\sigma_1]} = \sqrt[3]{360 \cdot 10^3 / 0,1 \cdot 70} = 37,2 \text{ мм.}$$

что почти на 20% меньше диаметра впадин червяка.

4.4.5. Выполняем проверочный расчет червяка на статическую прочность. Определяем максимальные нагрузки в опасном сечении с учетом кратковременных перегрузок:

$$M_u' = K_p M_u = 1,7 \cdot 365 = 620 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad T' = K_p \cdot T = 1,7 \cdot 92 = 155 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{npw} = \sqrt{(M_u')^2 + (T')^2} = \sqrt{620^2 + 155^2} = 640 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем действующие в опасном сечении напряжения и сравниваем их с допускаемыми:

$$\sigma_{np} = M' / W = 640 \cdot 10^3 / 0,1 \cdot 45,8^3 = 67 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = \sigma_{fcr} / \psi = 450 / 1,4 = 320 \text{ МПа, где } [\psi] = 1,4 \text{ при}$$

$$\sigma_r / \sigma_b = 450 / 750 = 0,6 \text{ /см.табл.6/}.$$

Поскольку $\sigma_{np} < [\sigma]$, статическая прочность червяка обеспечена.

4.4.6. Выполняем проверочный расчет червяка на выносливость при совместном действии циклических напряжений изгиба и кручения. Определяем номинальное эквивалентное напряжение в опасном сечении. В качестве опасного принимаем сечение посередине червяка:

$$\sigma_3 = \sqrt{M_u'^2 + T'^2} / W_x = \sqrt{(360 \cdot 10^3)^2 + (92 \cdot 10^3)^2} / (0,1 \cdot 45,8^3) = 38,4 \text{ МПа}.$$

Находим отношение $\varepsilon_\sigma \sigma_1 / K_\sigma [\sigma] = 0,83 \cdot 340 / (2,5 \cdot 2,2) = 51,5 \text{ МПа, где } [\sigma] = 2,5; K_\sigma = 2,2; \varepsilon_\sigma = 0,83$. Поскольку отношение больше σ_3 , уточненный расчет червяка на выносливость проводить не нужно. Его циклическая прочность считается обеспеченной.

4.4.7. Проводим проверочный расчет червяка на жесткость. Определяем приведенный момент инерции поперечного сечения червяка:

$$J_{np} = \frac{\pi d f_1^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d \alpha_r}{d f_1} \right) = 3,14 \cdot 45,8^4 / 64 \times \\ \times (0,375 + 0,675 \cdot 72 / 45,8) = 29,6 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Находим максимальный прогиб вала-червяка:

$$f = \frac{(l_1 + l_2)^3 \sqrt{F_L^2 + F_T^2}}{48 E J_{np}} = \frac{290^3 \sqrt{2960^2 + 2760^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 29,6 \cdot 10^4} = 0,003 \text{ мм}.$$

Вычисляем допускаемую величину прогиба вала-червяка:

$$[f] = (0,003 \dots 0,007) m = (0,003 \dots 0,007) \cdot 6 = \\ = 0,030 \dots 0,042 \text{ мм, где } m = 6 - \text{модуль}.$$

Так как $f < [f]$, жесткость вала-червяка считается обеспеченной.

4.5. Пример выбора опор ведомого вала косозубого цилиндрического редуктора

Подобрать подшипники вала /см. пример 4.1/, если дано:

$F_{z1} = 3200 \text{ Н}$, $F_{r2} = 3640 \text{ Н}$, $F_d = 630 \text{ Н}$, $d_n = 45 \text{ мм}$, $n = 190 \text{ мин}^{-1}$, $L_n = 25000 \text{ ч}$, $t \leq 100^\circ\text{C}$, $\beta = 5^\circ 50'$. Расчетная схема изображена на рис. 7.

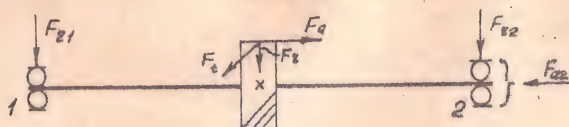


Рис. 7 Расчетная схема к примеру 4.5

В рассматриваемом примере принята наиболее простая схема установки подшипников. В косозубых цилиндрических редукторах применение в качестве опор валов шариковых радиальных однорядных подшипников допускается при углах наклона зубьев колес до 9° . Внутренние кольца подшипников закрепляются на валах и упираются в буртики вала, а наружные размещаются в расточках корпуса редуктора и поджимаются крышками. Схема широко применяется при малых расстояниях между опорами. Для компенсации температурных деформаций между торцом наружного кольца подшипника и крышкой предусматривают зазор $0,2 \dots 0,5 \text{ мм}$.

4.5.1. Ориентировочно принимаем подшипники шариковые радиальные однорядные средней серии 309, у которых /по каталогу/ $d = 45 \text{ мм}$, $D = 100 \text{ мм}$, $B = 25 \text{ мм}$, динамическая грузоподъемность $C = 37800 \text{ Н}$, статическая грузоподъемность $C_0 = 26700 \text{ Н}$.

4.5.2. Подсчитываем эквивалентную динамическую нагрузку опоры I /воспринимает только радиальную нагрузку/

$$P_1 = F_{z1} V K_\beta K_T = 3200 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4160 \text{ Н},$$

где $V = 1$, так как вращается по отношению к F_{z1} , внутреннее кольцо; $K_\beta = 1,3$ /см. табл. 17/, $K_T = 1,0$ /см. табл. 18/.

4.5.3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2. Находим отношение $F_{z1}/C_0 = 630/26700 = 0,024$. Для этого отношения по ГОСТ 18855-82 вспомогательный коэффициент $\phi = 0,21$.

Так как отношение $F_{\alpha}/F_{z2} = 630/(1,0 \cdot 3640) = 0,173 < \varepsilon$, то

$$P_2 = F_{z2} \cdot V \cdot K_s \cdot K_T = 3640 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4600 \text{ Н.}$$

Так как $P_2 > P_1$, дальнейший расчет ведем по P_2 .

С учетом графика нагружения /см.рис.3/

$$P'_2 = P_2 = 4600 \text{ Н; } P''_2 = 0,8 P_2 = 0,8 \cdot 4600 = 3680 \text{ Н.}$$

4.5.4. Определяем долговечность подшипника номинальную и при каждом режиме нагружения:

$$L = 60 \pi L_h / 10^6 = 60 \cdot 190 \cdot 25000 / 10^6 = 285 \text{ млн.об;}$$

$$L_1 = 0,6 L = 0,6 \cdot 285 = 171 \text{ млн.об;}$$

$$L_2 = 0,4 L = 0,4 \cdot 285 = 114 \text{ млн.об.}$$

4.5.5. Подсчитываем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2 с учетом переменности режима нагружения:

$$P_p = \sqrt[3]{\frac{(P'_2)^3 L_1 + (P''_2)^3 L_2}{L}} = \sqrt[3]{\frac{4600^3 \cdot 171 + 3680^3 \cdot 114}{285}} = 4300 \text{ Н.}$$

4.5.6. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_p = L^{1/3} P_p = 285^{1/3} \cdot 4300 = 28400 \text{ Н} < C = 37800 \text{ Н.}$$

Поскольку C_p меньше табличного значения, выбранный подшипник подходит. Вероятность его безотказной работы выше 90%.

4.5.7. Находим долговечность выбранных подшипников фактическую:

$$L = (C/P_p)^3 = (37800/4300)^3 = 680 \text{ млн.об}$$

или

$$L_h = 10^6 L / 60 \pi = 10^6 \cdot 680 / 60 \cdot 190 = 59600 \text{ ч.}$$

4.6. Пример выбора опор ведущего вала конического зубчатого редуктора

Подобрать подшипники вала /см.пример 4.2/, если дано:

$F_{z1} = 610 \text{ Н; } F_{z2} = 2660 \text{ Н; } F_{\alpha} = 330 \text{ Н; } d'' = 30 \text{ мм; } n = 450 \text{ мин}^{-1};$
 $L_h = 15000 \text{ ч; } t \leq 100^\circ \text{C.}$ Расчетная схема показана на рис.8.



Рис.8. Расчетная схема к примеру 4.6

В рассматриваемом примере в качестве опор вала конического редуктора взяты радиально-упорные конические роликоподшипники. Внутренние кольца подшипников закрепляются на валу неподвижно; наружные кольца размещаются в стакане, причем наружное кольцо правого подшипника своим торцом упирается в буртик стакана, а наружное кольцо левого поджимается крышкой. При установке подшипников по такой схеме требуется регулировка как подшипников, так и зацепления конической зубчатой передачи, что обеспечивает двумя комплектами металлических прокладок, размещаемых соответственно между крышкой подшипника и стаканом, а также между стаканом и корпусом редуктора.

4.6.1. Ориентировочно принимаем подшипники роликовые конические однорядные легкой серии 7206, у которых /по каталогу/ $d' = 30$ мм, $Z = 62$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 29800$ Н, статическая грузоподъемность $C_0 = 22300$ Н, вспомогательный коэффициент $\ell = 0,36$, коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,4$, коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,65$.

4.6.2. Определяем осевые составляющие от радиальной нагрузки:

$$S'_1 = 0,83 \quad F_{z1} = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 610 = 182 \text{ Н};$$

$$S'_2 = 0,83 \quad F_{z2} = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 2660 = 795 \text{ Н}.$$

Так как $F_{z2} > F_{z1}$ и $S_2 > S'_1$, принимаем $F_{a2} = S'_2 = 795$ Н и

$$F_{a1} = S'_2 - F_{a2} = 795 - 330 = 465 \text{ Н} > S'_1, \text{ что соответствует}$$

$$F_{a1} = S'_2 - S'_1 = 330 \text{ Н}.$$

4.6.3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 1. Так как отношение $F_{a1}/F_{z1} = 465/1,0 \cdot 610 = 0,766 > \ell$, то $P_1 = (XVF_{z1} + YF_{a1})K_\delta K_T = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 610 + 1,65 \cdot 465) \times 1,8 \cdot 1,0 = 1980 \text{ Н},$

где $V = 1$, так как вращается внутреннее кольцо, $K_\delta = 1,8$ /см.табл.17/, $K_T = 1,0$ /см.табл.18/.

4.6.4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2. Так как отношение $F_{a2}/F_{z2} = 795/1,0 \cdot 2660 = 0,29 < \ell$, то $P_2 = F_{z2} V K_\delta K_T = 2660 \cdot 1,0 \cdot 1,8 \cdot 1,0 = 4780 \text{ Н}.$

Поскольку $P_2 > P_1$, дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре. С учетом графика нагружения /см.рис.4/

$$P'_2 = P_2 = 4780 \text{ Н}, \quad P''_2 = 0,6 P_2 = 0,6 \cdot 4780 = 2880 \text{ Н}.$$

4.6.5. Определяем долговечность подшипника номинальную и при каждом режиме нагружения:

$$L = 60nL_h/10^6 = 60 \cdot 430 \cdot 13000/10^6 = 405 \text{ млн. об.};$$

$$L_1 = L_2 = 0,5L = 0,5 \cdot 405 = 202,5 \text{ млн. об.}$$

4.6.6. Подсчитываем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2 с учетом переменности режима нагружения:

$$P_2 = \sqrt[3]{\frac{(P_1')^3 L_1 + (P_2')^3 L_2}{L}} = \sqrt[3]{\frac{4780^3 \cdot 202,5 + 2880^3 \cdot 202,5}{405}} = 4000 \text{ Н.}$$

4.6.7. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_p = L^{3/10} P_2 = 405^{3/10} \cdot 4000 = 23990 \text{ Н.}$$

Поскольку C_p меньше табличного значения, выбранный подшипник подходит. Вероятность его безотказной работы выше 90%.

4.6.8. Находим фактическую долговечность выбранных подшипников:

$$L = (C/P_2)^{10/3} = (23900/4000)^{10/3} = 415 \text{ млн. об.};$$

$$L_h = 10^6 L / 60n = 10^6 \cdot 415 / 60 \cdot 430 = 15400 \text{ ч.}$$

4.7. Пример выбора опор промежуточного вала двухступенчатого зубчатого редуктора

Подобрать подшипники вала /см. пример 4.3/, если дано:

$F_{e1} = 7450 \text{ Н}; F_{e2} = 10100 \text{ Н};$ внешняя осевая сила $P_a = F_{a3}' - F_{a2}' = 2440 - 980 = 1460 \text{ Н}; d_n = 50 \text{ мм}; n = 730 \text{ мин}^{-1}; L_h = 10000 \text{ ч}, L' \leq 100^\circ\text{C}.$ Нагрузка постоянная. Рабочая схема показана на рис.9.

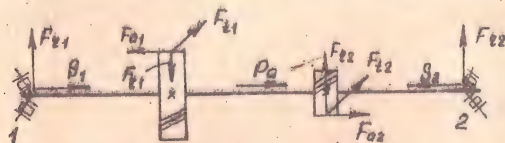


Рис.9. Расчетная схема к примеру 4.7

В рассмотренном примере в качестве опор вала взяты радиально-упорные конические роликоподшипники, отличающиеся удобством сборки и разборки, а также возможностью регулировки зазоров для

компенсации износа. Регулировка зазоров осуществляется с помощью комплекта металлических прокладок, устанавливаемых между крышкой подшипника и корпусом редуктора. Такие подшипники часто устанавливают в цилиндрических редукторах с колесами, имеющими прямые зубья, где осевые усилия отсутствуют, однако их использование в этом случае оправдано, поскольку они позволяют уменьшить размеры опорных узлов редукторов.

4.7.1. Ориентировочно принимаем подшипники роликовые конические однорядные средней серии 7310Н, у которых $\alpha = 50$ мм, $D = 110$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 96600$ Н, статическая грузоподъемность $C_e = 75900$ Н, коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,4$, коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,94$, $e = 0,31$.

4.7.2. Определяем осевые составляющие от радиальной нагрузки:

$$S'_1 = 0,83 e F_{r1} = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 7430 = 1920 \text{ Н},$$

$$S'_2 = 0,83 e F_{r2} = 2830 \text{ Н}.$$

4.7.3. Определяем осевые реакции опор 1 и 2. Для этого подсчитываем сумму осевых усилий, действующих на подшипники.

$$\Sigma X_1 = S'_1 - P = 2830 - 1460 = 1370 \text{ Н} < S'_1,$$

поэтому $F_{a1} = S'_1 = 1920 \text{ Н},$

$$\Sigma X_2 = S'_1 + P = 1920 + 1460 = 3380 \text{ Н} > S'_2,$$

поэтому $F_{a2} = \Sigma X_2 = 3380 \text{ Н}.$

4.7.4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 1.

Так как отношение $F_{a1} / \sqrt{F_{r1}} = 1920 / 1,0 \cdot 7430 = 0,258 < e,$
то $P = F_{a1} \sqrt{K_s K_T} = 7430 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 9700 \text{ Н},$
где $K_s = 1,3$ /см.табл.17/, $K_T = 1,0$ /см.табл.18/.

4.7.5. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2.

Так как отношение $F_{a2} / \sqrt{F_{r2}} = 3380 / 1,0 \cdot 10100 = 0,33 > e,$
то $P = (X \sqrt{F_{r2}} + Y F_{a2}) K_s K_T = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 10100 + 1,94 \cdot 3380) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 13800 \text{ Н}.$

4.7.6. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника опоры 2 /более нагруженной/.

$$C_P = L^{3/10} \cdot P_2 = 438^{3/10} \cdot 13800 = 83200 \text{ Н} < C,$$

где $L = 60 \cdot n_L / 10^6 = 60 \cdot 750 \cdot 10000 / 10^6 = 438$ млн.об.

Поскольку C_p меньше табличного значения, выбранный подшипник подходит. Вероятность его безотказной работы выше 90%.

4.7.7. Находим фактическую долговечность выбранных подшипников:

$$L = (C/p)^{10/3} = (96600/13800)^{10/3} = 660,7 \text{ млн. об};$$

$$L_h = 10^6 L^2 / 60n = 10^6 \cdot 660,7 / 60 \cdot 470 = 23400 \text{ ч.}$$

4.8. Пример выбора опор вала-червяка червячного редуктора

Подобрать подшипники вала-червяка /см. пример 4.4/, если дано: $F_{z1} = 2455 \text{ Н}$; $F_{g2} = 3100 \text{ Н}$; $F_a = 7580 \text{ Н}$; $n = 320 \text{ мин}^{-1}$; $L_h = 4000 \text{ ч}$; $d'_g = 45 \text{ мм}$.

В рассматриваемом примере левая опора состоит из двух радиально-упорных конических роликоподшипников. Такое решение опорного узла повышает осевую жесткость вала. Внутренние кольца подшипников размещаются на валу, наружные — в стакане. Регулировка подшипников осуществляется с помощью комплекта металлических прокладок, устанавливаемых между стаканом и крышкой подшипников. Правая опора, для которой принят радиальный однорядный шарикоподшипник, "плавающая". Внутреннее кольцо подшипника закреплено на валу неподвижно, а наружное может перемещаться, что способствует возможности свободного осевого перемещения вала.

Установка подшипников по такой схеме /рис.10/ используется при любых расстояниях между опорами, переменных по направлению осевых нагрузок, и реверсивной работе редуктора [12].

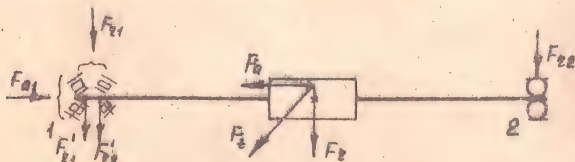


Рис.10. Расчетная схема к примеру 4.8

4.8.1. Предварительно принимаем для левой опоры I подшипники средней серии 7609, у которых $d' = 45 \text{ мм}$, $D = 100 \text{ мм}$, динамическая грузоподъемность $C = 104000 \text{ Н}$, статическая грузоподъем-

ность $C = 90500$ Н; факторы эквивалентной нагрузки $\ell = 0,29$, $y = 2,06$, коэффициент радиальной нагрузки $x = 0,4$.

4.8.2. Определяем осевую составляющую от радиальной нагрузки:

$$S' = 0,83 e F_z = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 2455 = 590 \text{ Н.}$$

Принимаем $F'_{a1} = F'_a = 7380 \text{ Н} > S'$.

4.8.3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры 1, считая, что всю нагрузку воспринимает ее левый подшипник.

Так как $F'_a / \sqrt{F_z} = 7380 / 1,0 \cdot 2455 = 3,1 > e = 0,29$,

то $P_1 = (\sqrt[3]{F_z} + y F'_{a1}) K_s K_r = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 2455 + 2,06 \cdot 7380 / x$
 $\times 1,5 \cdot 1,0 = 24500 \text{ Н,}$

где $K_s = 1,5$ /см.табл.17/, $K_r = 1,0$ /см.табл.18/, $\sqrt[3]{} = 1,0$.

4.8.4. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность опоры 1:

$$C = L^{3/10} P_1 = 125^{3/10} \cdot 24500 = 103000 \text{ Н,}$$

где $L = 60 \pi L_h / 10^6 = 60 \cdot 520 \cdot 4000 / 10^6 = 125$ млн.об.

Так как расчетное значение динамической грузоподъемности меньше табличного значения /см.п.4.8.1/, выбранные подшипники подходят. Вероятность безотказной работы выше 90%.

4.8.5. Находим фактическую долговечность выбранных подшипников:

$$L = (C/P_1)^{10/3} = (104000/24500)^{10/3} = 126 \text{ млн.об;}$$

$$L_h = 10^6 L / 60 \pi = 10^6 \cdot 126 / 60 \cdot 520 = 4300 \text{ ч.}$$

4.8.6. Находим эквивалентную динамическую нагрузку правой опоры 2:

$$P_2 = F_z \sqrt[3]{K_s K_r} = 3100 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 4630 \text{ Н.}$$

4.8.7 Определяем динамическую грузоподъемность опоры 2:

$$C_2 = L^{1/3} P_2 = 125^{1/3} \cdot 4630 = 22800 \text{ Н.}$$

4.8.8. По справочнику принимаем подшипник легкой узкой серии 209, у которого $d = 45$ мм, $D = 85$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 25700$ Н, статическая грузоподъемность $C_0 = 18100$ Н, предельная частота вращения $n = 6300 \text{ мин}^{-1}$ при пластичной смазке. Вероятность безотказной работы этого подшипника будет выше 90%.

Реализация на ЭВМ методики выбора радиальных однорядных шариковых подшипников по динамической грузоподъемности

Подготовка исходных данных

- Для работы программы необходимо задать следующую информацию:
- радиальные нагрузки опор 1 и 2 соответственно $FR1$ и $FR2$;
- осевую нагрузку опоры 1 или опоры 2 - $FA1$ и $FA2$. Если осевая нагрузка отсутствует, ее принимают равной 0;
- табличные значения статической грузоподъемности $C0$ и динамической грузоподъемности CN подшипника;
- срок службы подшипника в часах - H ;
- коэффициенты: вращения - V , безопасности - BEZ , температурный - TEM ;
- частоту вращения подшипника - VEL ;
- коэффициенты нагрузки по графику нагрузки - $A1, A2, A3$ и $A4$. Если режим нагружения постоянный, то $A1=A2=A3=A4=0$;
- коэффициенты, учитывающие, какую часть времени подшипник работает при данном уровне нагрузки, - $B1, B2, B3, B4$. Если режим нагружения постоянный, то $B1=B2=B3=B4=0$.

Текст программы

```

00  EC  FORTRAN  ST  56-10.74  MAIN  DATE 23.12.83(357)-00.04.56
001  READ1,FR1,FR2,FA1,FA2,V,BEZ,TEM
002  1  FORMAT(4F7.1,3F3.1)
003  READ2,VEL,H,C0,CN
004  2  FORMAT(F5.1,4F10.1)
005  READ3,A1,A2,A3,A4
006  READ3,B1,B2,B3,B4
007  3  FORMAT(4F2.1)
008  PRINT100
009  100. FORMAT(10X,'ПРОГРАММА ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ')
010  PRINT101,FR1,FR2
011  101  FORMAT(5X,'РАДИАЛЬ. РЕАКЦИИ ОПОР R1=',F8.1,'Н И R2=',F8.1,'Н')
012  PRINT102,FA1,FA2
013  102  FORMAT(5X,'ОСЕВЫЕ РЕАКЦИИ ОПОР A1=',F8.1,'Н И A2=',F8.1,'Н')
014  IF(FA1-FA2)10,11,12
015  10  P1=FR1*V*BEZ*TEM
016  ER=FA2/V*FR2
017  E=0.183+1.38*(FA2/C0)-2.99*(FA2/C0)**2+2.416*(FA2/C0)**3
018  IF(ER-E)13,13,14
019  13  P2=FR2*V*BEZ*TEM

```



```

020      GO1020
021 14  Y=5.69-26.77*E+54.19*E**2+40.*E**3
022      P2=(0.56*Y*FR2+Y*FA2)*UEZ*TEM
023      GO1020
024 11  GO1010
025 12  X1=FR1
026      FR1=FR2
027      FR2=X1
028      Y1=FA1
029      FA1=FA2
030      FA2=Y1
031      GO1010
032 20  IF(P1-P2)15,15,16
033 15  R=P2
034      R1=A1*R
035      R2=A2*R
036      R3=A3*R
037      R4=A4*R
038      HL=60.*VEL*N/1.0E6
039      HL1=B1*HL
040      HL2=B2*HL
041      HL3=B3*HL
042      HL4=B4*HL
043      PE=((HL1*R1**3+HL2*R2**3+HL3*R3**3+HL4*R4**3)/HL)**0.333
044      _GO1021
045 16  RR=P1
046      P2=RR
047      GO1015
048 21  C=PE*HL**0.3333
049      HLD=(CN/PE)**3
050      HD=1.0E6*HLD/60.*VEL
051      PRINT107,C
052 107 FORMAT(SX,'ТРЕБУЕМАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ CN=',F8.1,'Н')
053      PRINT104,CN
054 104 FORMAT(SX,'ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ CN=',F8.1,'Н')
055      PRINT103,C0
056 103 FORMAT(SX,'СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ C0=',F8.1,'Н')
057      PRINT105,H
058 105 FORMAT(SX,'СРОК СЛУЖБЫ ПОДАШИПНИКА H=',F10.2,'ЧАСОВ')
059      PRINT106,HD
060 106 FORMAT(SX,'АБСЛ. СРОК СЛУЖБЫ HD=',F10.2,'ЧАСОВ')
061      STOP
062      END

```

Расшифровка выходной информации

После решения задачи машина выводит на печать следующую информацию:

```

ПРОГРАММА ДЛЯ ВЫБОРА ПОДАШИПНИКА КАЧЕНИЯ
РАДИАЛЬ. РЕАКЦИИ ОПОР R1=_____ Н И R2=_____ Н
ОСЕВЫЕ РЕАКЦИИ ОПОР A1=_____ Н И A2=_____ Н
ТРЕБУЕМАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ CN=_____ Н
ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ CN=_____ Н
СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ C0=_____ Н
СРОК СЛУЖБЫ ПОДАШИПНИКА H=_____ ЧАСОВ
АБСЛ. СРОК СЛУЖБЫ HD=_____ ЧАСОВ

```


Валы и подшипники качения
Методические указания
к расчетно-графическим работам.
Примеры расчета

для студентов машиностроительных
специальностей всех форм обучения

Составители Владимир Васильевич Хильчевский
Юрий Алексеевич Попченко
Александр Пантелеевич Поleshко

Редактор Л.В.Зотова
Корректоры Л.В.Логвиненко
С.А.Гольд

Подп. к печ. 12.06.84. Изд. № 463. Формат 84×108^{1/32}.
Бумага тип. № 3. Печать офсетная. Физ. печ. л. 162,04. изд. л. 214.
Усл. печ. л. 2,73. Тираж 1000. Зак. № 1062. Бесплатно.

КПИ; 252056, Киев, Врест-Литовский проспект, 39.

Межвузовское полиграфическое предприятие.
252135, Киев, бульвар Т. Шевченко, 78.

Бесплатно

Зак. 1062.